

Optimización de uniones y estructuras de autobuses

F.M. Badea, E. Alcala, R. Grimaldi, A. Ogando, F. Aparicio.

INSIA. Universidad Politécnica de Madrid.
francisco.badea@upm.es

Resumen

El objetivo principal del proyecto de investigación presentado es el de obtener una mejora en el comportamiento y la predictibilidad de las tensiones de los modelos FEM de vehículos de grandes dimensiones para el transporte de pasajeros (autobuses y autocares). Dadas las dimensiones de estos vehículos y el tipo de estructura de los mismos (tubular de sección rectangular hueca) los modelos más adecuados desde el punto de vista técnico, económico y de coste de modelización computacional son los generados con elementos de tipo viga. Dichos elementos debido a la simplicidad de su formulación presentan una serie de limitaciones en la caracterización del comportamiento de las uniones (infinitamente rígidas), debido a esto los modelos de autobuses realizados con este tipo de elementos presentan mayores rigideces estructurales. Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado las estimaciones de vida a fatiga o la estimación de las tensiones se ven afectadas. Para resolver este problema se han realizado una serie de investigaciones mediante modelización y experimentación para diferentes modelos de uniones que se encuentran de manera frecuente en las estructuras de autobuses urbanos. Por otra parte fue ideada una metodología y se realizó un programa mediante el cual se pueden realizar de manera rápida simulaciones para una serie entera de configuraciones de los parámetros del modelo con elementos finitos: tipos de elementos utilizados, tipo de mallado, dimensión del mallado características de las constantes reales. Conjuntamente fueron realizadas una serie de análisis modales para diferentes uniones en las cuales se intentó aislar y evidenciar las diferencias de comportamiento vibracional influenciado exclusivamente por la configuración de la unión. Los resultados obtenidos serán utilizados para poder realizar un modelo con elementos finitos que reproduzca de manera más real el comportamiento de las uniones rígidas que se utilizan en los autobuses y autocares (uniones soldadas).

INTRODUCCION

Una de los métodos más utilizados para el análisis de las estructuras tubulares de gran tamaño es el de modelizar las estructuras mediante elementos finitos con elementos de tipo viga [1-2], este tipo de elementos presenta una formulación simple, debida a la cual permite la realización de grandes y complejos modelos los cuales no necesitan grandes capacidades de cálculo, por otra parte los resultados que se obtienen mediante este tipo de elementos son satisfactorios [3].

Existe una larga gama de análisis y simulaciones para las cuales se utilizan elementos de tipo viga: análisis estructurales, análisis modales para grandes estructuras [4], cálculos de fatiga, impactos.

En la actualidad el estudio del comportamiento de estructuras mediante elementos finitos tiene una gran aceptación en la industria del transporte, una categoría especial es la de autobuses y autocares, debido a la dinámica y el alto nivel de competencia, los productores de autobuses se ven obligados a desarrollar mejores estructuras constantemente. La realización de estudios en dichas estructuras mediante análisis mecánicos es un proceso que necesita mucho tiempo, maquinaria especializada, tiene un nivel de complejidad considerable y finalmente unos costes elevados, debido a esto en este mercado la realización de análisis mediante modelización con elementos finitos representa una de las variantes más factibles, de obtener resultados satisfactorios con un coste reducido.

A pesar de ser universalmente aceptada y utilizada, la modelización de estructuras tubulares con elementos tipo viga presenta una serie de desventajas, una de las principales desventajas esta relacionada con la modelización y

reproducción del comportamiento en las uniones rígidas (soldadas).

CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS DE TIPO VIGA

Los elementos de tipo viga representan una categoría de elementos que poseen una formulación simple y su utilización es recomendada cuando se tienen estructuras tubulares de grandes dimensiones [5], comúnmente este tipo de elementos en los programas de simulación es denominado como elemento BEAM a continuación será adoptada dicha denominación.

Para el estudio realizado se optó por el programa de análisis con elementos finitos ANSYS, dentro del mismo existen una serie de elementos BEAM con diferentes formulaciones, teniendo en cuenta de que los perfiles más utilizados en la construcción de subestructuras de autobuses son los perfiles con sección cuadrada o rectangular con espesores entre 2-10 [mm] se eligió como elemento de trabajo el denominado BEAM 4 cuyas principales características serán presentadas a continuación:

El elemento BEAM 4 es un elemento elástico uniaxial que permite obtener los valores de tensión, compresión, torsión y flexión en cualquier tipo de análisis estructural [6]. El elemento tiene un total de seis grados de libertad en función de los ejes X,Y,Z de un sistema global de referencia, tres grados de libertad corresponden al desplazamiento en las direcciones X,Y,Z y otros tres grados corresponden a las rotaciones en función de las mismas direcciones.[6].

En la Fig. (1), esta presentadas las formulación del elemento y las características del mismo (geometría, sistema de coordenadas, localización de los nodos).

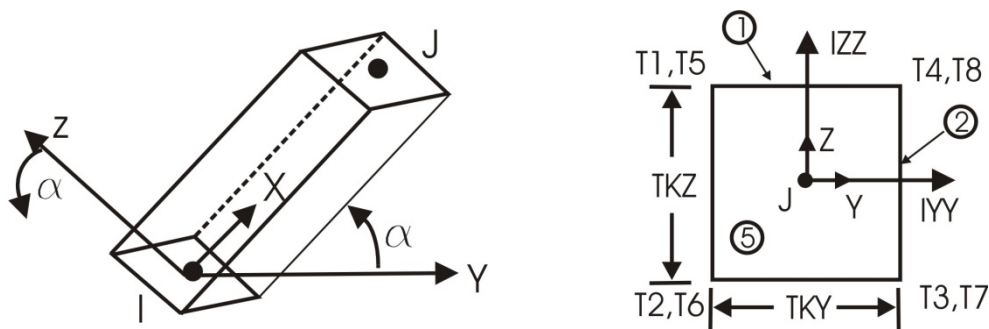


Fig. 1. Formulación y características del elemento tipo viga BEAM 4 [6]

El elemento está definido mediante dos nodos en un sistema de coordenadas tridimensional X, Y, Z, conjuntamente con el ángulo de orientación α en función del eje de referencia X del elemento. El hecho de que la formulación de este tipo de elemento se encuentra en un espacio tridimensional, conduce a que la modelización mediante este sea un proceso muy fácil, concretamente es necesario determinar las coordenadas de los puntos I, J y seguidamente de la asignación del elemento entre dichos puntos.

Dentro de la formulación del elemento para poder realizar simulaciones es necesario que el usuario introduzca una serie de características mecánicas correspondientes a los perfiles seleccionados, a continuación serán presentadas y detalladas algunas de las más importantes características:

El área de la sección transversal del perfil utilizado, esta propiedad es utilizada por el programa para calcular la masa de cada elemento de manera que el programa disponga de los valores correspondientes a la inercia correspondiente a la aceleración de cada uno de los elementos.

Los momentos de inercia axiales IZZ, IYY son utilizados por el programa para caracterizar el comportamiento de los elementos a tracción-compresión y flexión.

El momento de inercia polar IXX, es necesario para caracterizar el comportamiento de los elementos a torsión, si la introducción de este valor es omitida el programa asigna un valor igual a la suma de los dos momentos inerciales axiales (IYY + IZZ).

El espesor de la sección parca cada una de las direcciones Y, Z, esta característica es utilizada para el cálculo de tensiones a flexión.

Dentro de las propiedades de este elemento no puede ser introducido el amortiguamiento del material, por lo cual si este es necesario para algún tipo de simulación deben utilizarse otro tipo de elementos disponibles.

LIMITACIONES DE LOS ELEMENTOS BEAM EN LA MODELIZACION DE UNIONES

En la fabricación de autobuses y autocares se utilizan prioritariamente perfiles tubulares de sección hueca, cuadrada o rectangular (Noge S.l), estos perfiles ofrecen una considerable resistencia mecánica y un peso por unidad de dimensión reducido debido a que la sección es hueca.[catálogo]. Por otra parte, debido a su geometría regular, este tipo de perfiles son muy fáciles de utilizar.

En la Fig. (2) está presentado un modelo equivalente para un autobús urbano, realizado con el programa de elementos finitos ANSYS

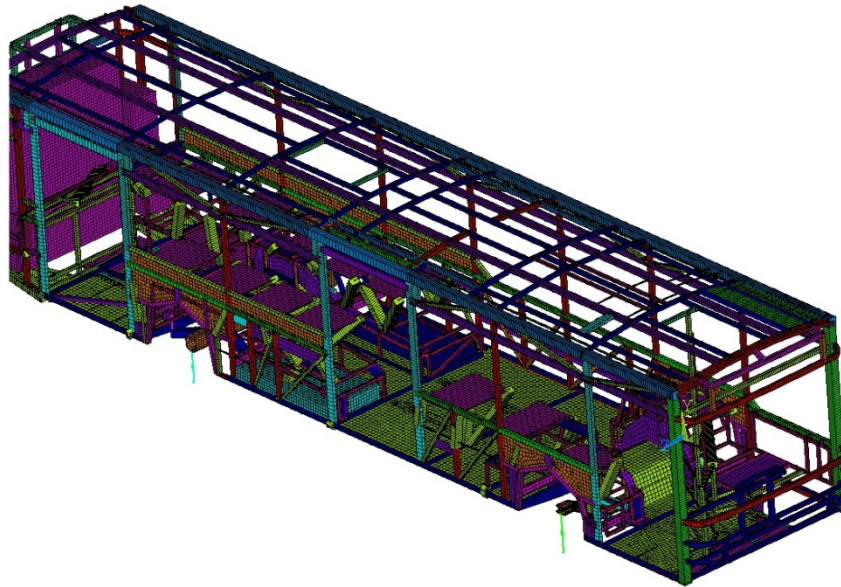


Fig. 2. Modelo de un autobús urbano en 3d-Cad y FEM

En el proceso de fabricación de dichas estructuras se utilizan por lo general uniones simples formadas por dos o tres perfiles soldados entre ellos perpendicularmente. Para determinadas regiones donde es necesario obtener una rigidez mayor se utilizan uniones complejas en la cuales existen más de tres barras con ángulos menores o iguales a noventa grados entre ellas. En la Fig. (3) están presentadas dos de las más comunes configuraciones de uniones simples conjuntamente con el modelo equivalente de elementos finitos.

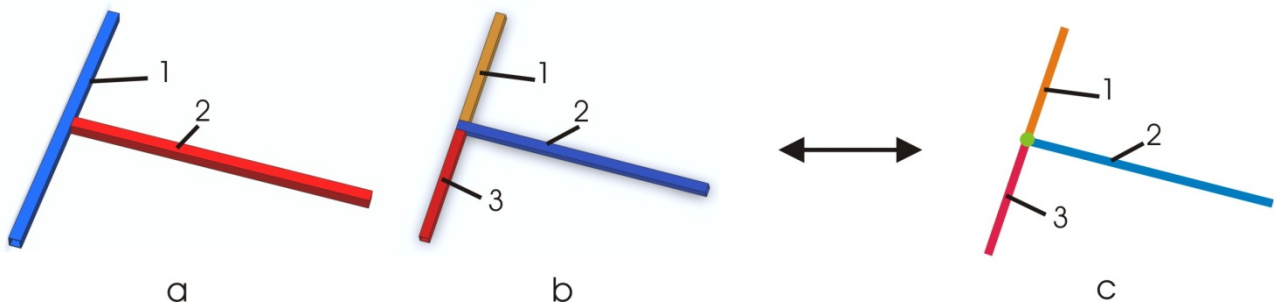


Fig. 3. Correlación entre dos modelos de uniones simples(a, b) y el equivalente modelo FEM (c)

La utilización de una u otra de las dos configuraciones presentadas en la Fig. (3) está directamente relacionada con los aspectos prácticos de la fabricación sobre todo los aspectos económicos de la misma, por lo que dentro de una misma subestructura de autobús la distribución de una u otra de estas configuraciones es básicamente aleatoria, sobre todo teniendo en cuenta que la resistencia mecánica para cualquiera de estos dos tipos de uniones es muy parecido.

Para cualquiera de las dos configuraciones de uniones (a, b), el modelo equivalente con elementos BEAM que se puede realizar (c), es siempre el mismo y esta formado por tres elementos independientes con un nodo común. De hecho la región donde se encuentra el nodo común no es capaz de tener en cuenta las eventuales diferencias que existen entre una u otra configuración. Este problema tiene una influencia aun mayor en uniones más

complejas ya que de la misma manera las características de la unión se encuentran reducidas a un solo nodo.

Esta limitación en la modelización, hace que la estimación del comportamiento de una estructura modelizada sea más rígida de lo que es en realidad, ya que el comportamiento de la unión reducida a un nodo común tiende a ser infinitamente rígida. Esta situación influye de manera directa los resultados en la mayoría de los análisis mecánicos.

Dentro de los análisis de fatiga y modales, la influencia que tienen las uniones infinitamente rígidas es mucho mayor, ya que los análisis modales tienen una gran sensibilidad a las características estructurales y a la distribución de masa en los modelos, el tener uniones infinitamente rígidas determina variaciones considerables en las frecuencias modales y el amortiguamiento de la estructura. Algo similar sucede en los análisis a fatiga debido a que las estructuras rígidas se comportan peor ante cargas repetitivas

MODELO BEAM OPTIMIZADO

Teniendo en cuenta lo mencionado a lo largo de las secciones anteriores, la necesidad de obtener un modelo con elementos BEAM para estructuras tubulares de gran tamaño es de gran interés.

El modelo teórico que representa la base para los estudios realizados está presentado en la Fig. (4), este modelo está formado por tres elementos BEAM (1-3) y un nodo común (4), a diferencia del modelo presentado en la Fig. (3c) entre elemento BEAM 2 y el nodo común 4, se encuentran seis muelles.

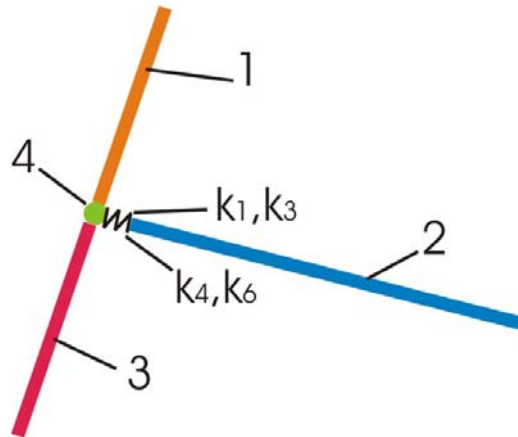


Fig. 4. Modelo de unión con elementos BEAM optimizado

En la Fig. (4) los muelles notados con k_1 , k_2 y k_3 representan muelles axiales con la siguiente característica de rigidez, “Ec” (1):

$$k_i = \frac{F_i}{d_i} \left[\frac{N}{m} \right], i = 1 \dots 3 \quad (1)$$

Donde: F_i – fuerza axial correspondiente a las direcciones X, Y, Z y d_i – desplazamiento nodal.

Por otra parte los muelles notados con k_4 , k_5 y k_6 representan muelles torsionales con la siguiente características de rigidez “Ec” (2):

$$k_i = \frac{M_i}{\varphi_i} \left[\frac{Nm}{rad} \right], i = 4 \dots 6 \quad (2)$$

Donde: M_i – Par correspondiente a las direcciones X, Y, Z y φ_i – ángulo de rotación

El modelo optimizado presentado en la Fig. (4) es capaz de representar el comportamiento de cualquier unión que tenga una configuración topológica parecida a la presentada en la Fig. (3), ya que si se realiza una correcta estimación de los seis muelles ($k_1 \dots k_6$), el comportamiento de la estructura modelizada debería ser mucho más cercano a la realidad.

Para realizar la estimación de los seis muelles serán implementadas tres metodologías, a continuación serán presentados algunos detalles de estas metodologías. A continuación se denominará con T1 a la unión presentada en la Fig. (3a), respectivamente T2 a la correspondiente a la Fig. (3b).

ESTIMACION DE LOS MUELLES MEDIANTE ANALISIS MODAL

Teniendo en cuenta de que la topología de las uniones T1 y T2 es muy similar, conjuntamente con el hecho de que la distribución de masa es también muy similar, en igualdad de dimensiones y materiales, el comportamiento modal de dichas estructuras debería ser muy similar [7, 8].

Por lo tanto mediante la eliminación de los factores que influyen el comportamiento modal de las uniones, resulta que las diferencias espectrales que podrían aparecer en un análisis modal estarían directamente relacionadas con el tipo y la configuración de la unión.

De esta manera mediante la realización de análisis modales para una serie de uniones, se desean determinar los valores de los muelles k_i , para su implementación en el modelo BEAM optimizado.

En la Fig. (5), esta presentada una comparación entre las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) que se obtuvieron mediante análisis modales para las uniones T1, T2, fabricadas con un perfil cuadrado de 40X40 [mm] y con un espesor de 3[mm].

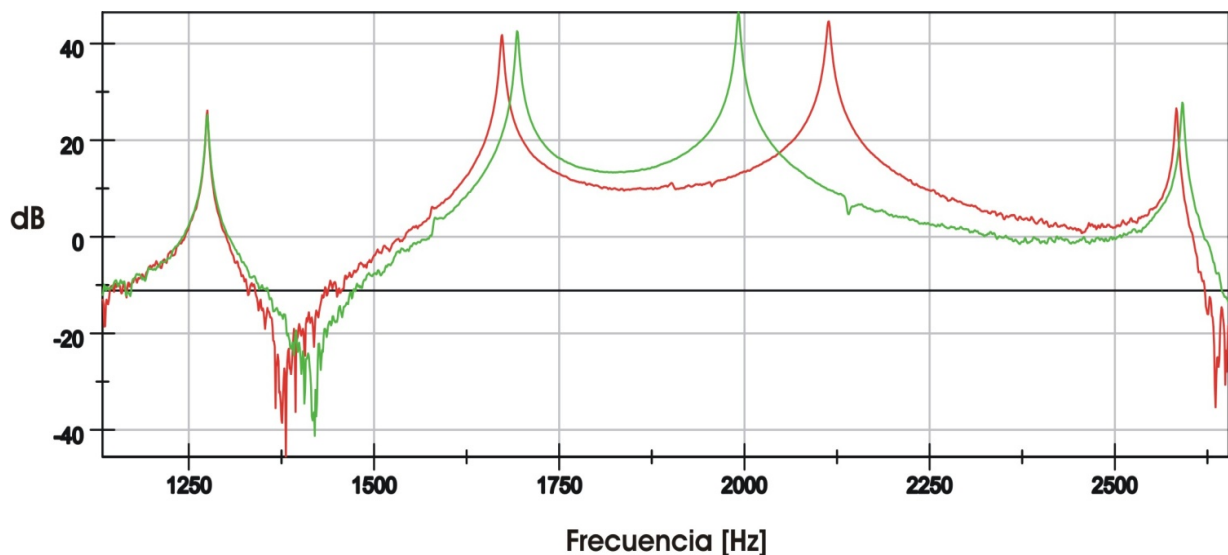


Fig. 5. Comparación entre la FRF para las uniones T1 (verde) y T2 (rojo)

En la Fig. (5) se puede observar que para determinados picos la frecuencia correspondiente es considerablemente diferente entre las dos configuraciones de uniones.

ESTIMACION DE LOS MUELLES MEDIANTE SIMULACIONES FEM

En este sentido fue concebida una metodología para poder comparar el comportamiento de las uniones T1 y T2, modelizadas mediante tres tipos de elementos, BEAM, SHELL (áreas), VOLUME (ladrillo).

Se realizaron tres simulaciones para cada modelo de unión, mediante el empotramiento de sus extremidades y la aplicación de tres estados de carga (C1, C2, C3), Fig. (6).

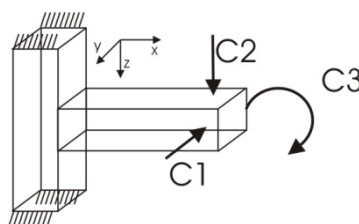


Fig. 6. Estados de carga para las simulaciones realizadas

El objetivo de simular los tres estados de carga para cada unión modelizada, es el de evidenciar las diferencias de comportamiento que existen entre los modelos realizados e intentar cuantificar el valor de los seis muelles presentados en el modelo BEAM optimizado.

Para tener una mayor capacidad de modelización y análisis, la metodología presentada mediante un esquema bloque en la Fig. (7) es completamente automatizada.

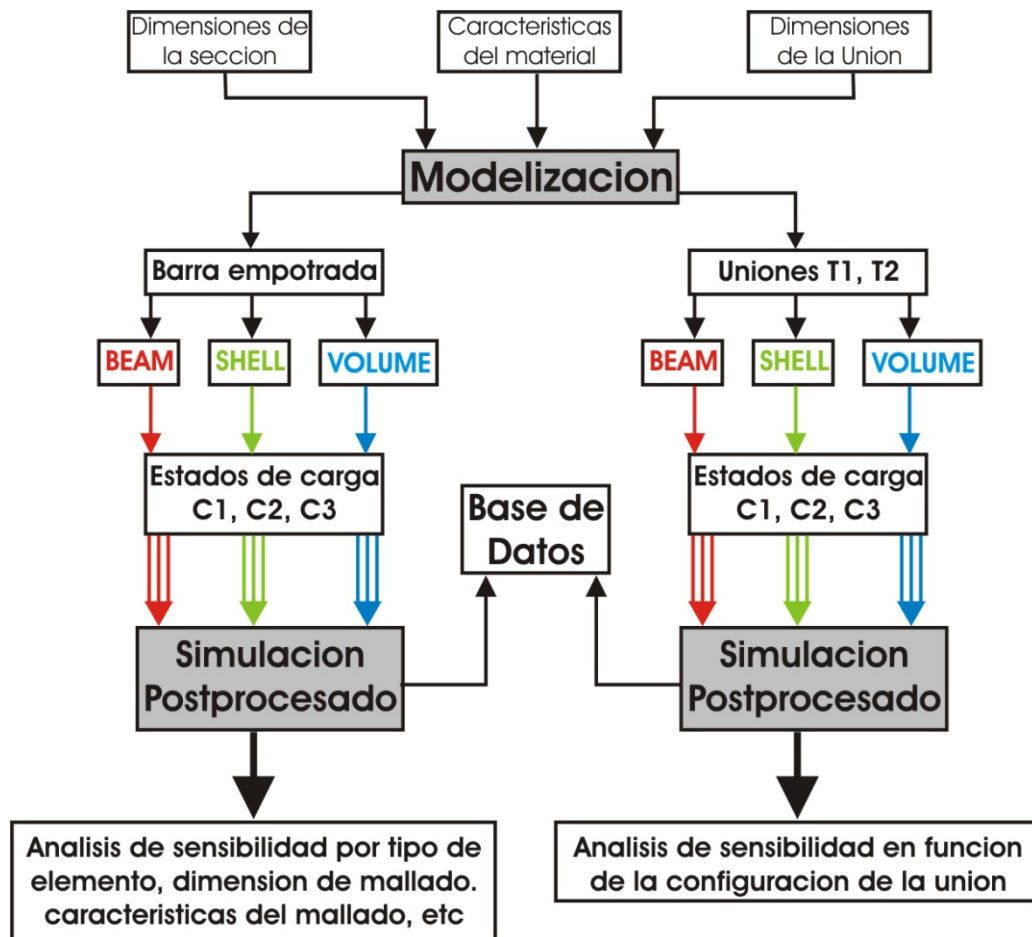


Fig. 7. Esquema bloque del proceso de simulación con FEM

Existen dos bloques con mayor importancia, el de modelización y el de simulación, el usuario tiene que introducir una serie de parámetros correspondientes al modelo necesarios para la modelización. Estos parámetros determinarán las configuraciones y características de cada modelo que se desee analizar, mediante la modificación de dichos parámetros se pueden realizar simulaciones para diferentes secciones, materiales o dimensiones de la unión (la configuración de la unión es siempre la misma T1 o T2).

Una vez determinados todos los parámetros necesarios, el programa FEM procederá a la realización de los modelos. El primer grupo está formado por barras empotradas modelizadas con BEAM, SHELL, VOLUME, las cuales serán empotradas en una de sus extremidades y se les aplicarán los estados de carga C1, C2 y C3, mediante la realización de este tipo de análisis se desea poner en evidencia las eventuales diferencias que pueden existir debido al tipo de elemento, dimensiones de mallado, formulación para la aplicación de la carga, etc.

El segundo grupo está formado por los modelos BEAM, SHELL, VOLUME, para las configuraciones T1 y T2, cada uno de estos modelos se simula con los casos de carga C1, C2, C3, mediante estos análisis se pueden evidenciar las diferencias que existen en función de la configuración de la unión y el estado de carga.

Todos los resultados obtenidos son guardados en una base de datos, de esta manera se pueden realizar comparaciones entre diferentes configuraciones de perfiles, dimensiones y materiales.

ESTIMACION DE LOS MUELLES MEDIANTE ANALISIS MECANICO

Este método propone realizar un análisis similar al de los modelos FEM, pero con modelos reales, utilizando los mismos estados de carga presentados en la Fig. (6), para evidenciar las diferencias de comportamiento que existen entre el modelo de unión BEAM y las uniones reales T1 y T2. Este método necesita equipamiento de medida especializado (galgas tensométricas, sistemas de adquisición de datos, etc), debido a que para poder analizar el comportamiento de las uniones es necesario medir los desplazamientos correspondientes a los tres casos de carga (C1, C2, C3).

RESULTADOS

En la Fig. (8) están presentados los resultados obtenidos mediante la simulación FEM, para los modelos de barras empotradas (a), la unión T1 (b) y la unión T2, correspondientes al caso de carga C1.

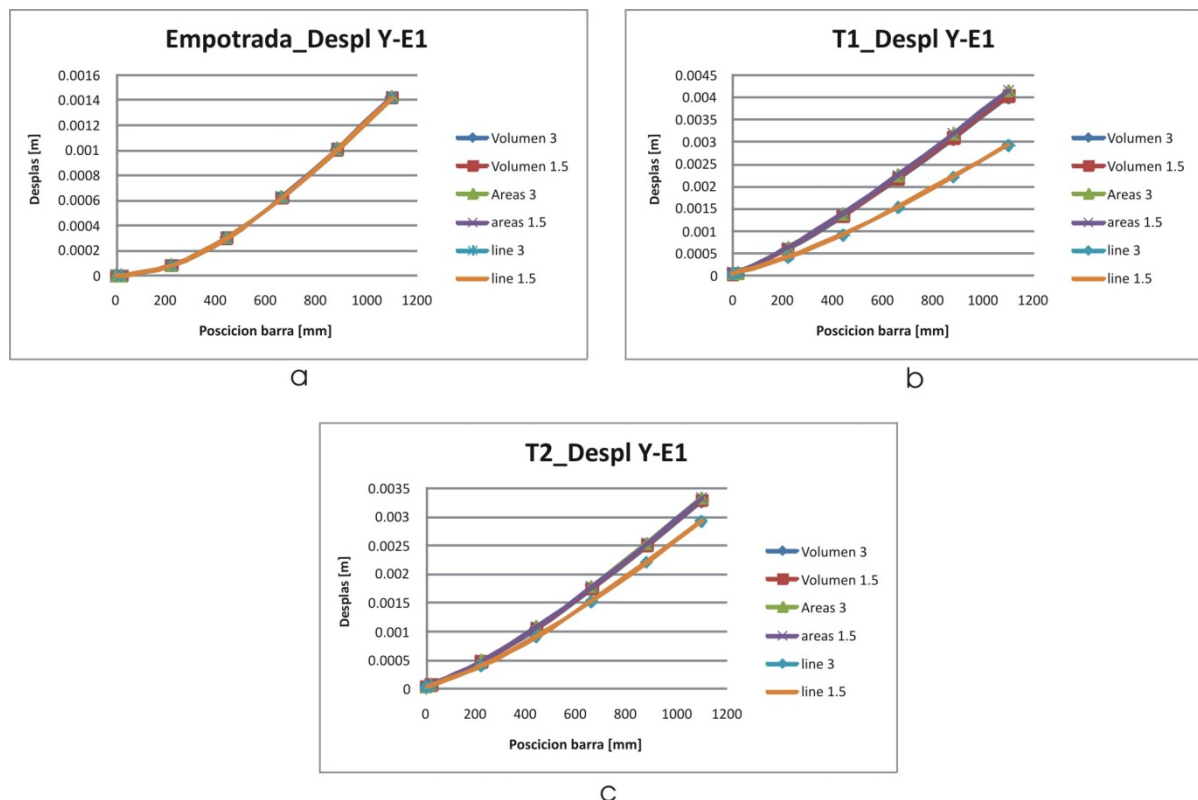


Fig. 8. Desplazamientos correspondientes al estado de carga C1

En la abscisa tenemos la distancia a lo largo de la barra numero 2 (Fig. (3)), en la ordenada tenemos el desplazamiento en dirección Y para el estado de carga C1. Los modelos con elementos de tipo SHELL están denominados como “Areas” y los BEAM como “line”.

La sección estudiada fue un perfil cuadrado 40X40 [mm] con espesor de 3[mm], los análisis fueron realizado para un mallado igual 3 y 1.5 [mm].

En la Fig.(8a) se observa que el comportamiento a flexión de cualquiera de los modelos es muy similar, la diferencia máxima es menor al 0.1 [%].

En las Fig.(8b) y Fig. (8c) se observa que el comportamiento de la unión realizada con elementos BEAM es considerablemente más rígida que el de los modelos SHELL y VOLUME la diferencia máxima es aproximadamente igual al 26 [%].

CONCLUSIONES

Mediante la comparación de las funciones de respuesta en frecuencia correspondientes a las dos uniones (Fig.(5)), se observan diferencias en los valores de frecuencia únicamente para determinados picos, esto se debe

a que las formas modales en función de la frecuencia que la estructura adopta pueden ser o no influenciadas por la rigidez de la unión (si la unión interviene de manera activa o no). Mediante un análisis modal completo a través de la cuantificación de las rigideces (diferencia de frecuencia) se podrían estimar los seis muelles para el modelo BEAM optimizado, quedando pendiente la validación de los valores obtenidos.

En la Fig.(8a) se observa que el comportamiento de los modelos realizados a flexión es muy similar (gráficos sobrepuestos) por lo que se concluye que no existen importantes diferencias determinadas por la formulación de los elementos a flexión pura.

En la Fig.(8b) y Fig.(8c), se observan diferencias considerables en los modelos realizados con elementos de tipo BEAM, los cuales se comportan de manera más rígida que los equivalentes SHELL y VOLUME. Teniendo en cuenta el hecho de que a flexión pura, el comportamiento de todos los modelos es básicamente igual, se concluye que las diferencias de rigidez son las determinadas por la unión.

Las futuras aplicaciones para la investigación tendrán como objetivo cuantificar los valores de los muelle en función de los resultados que fueron presentados y realizar la validación del modelos mediante simulaciones con elementos finitos y pruebas mecánicas.

REFERENCIAS

- [1] A. Gauchia, *Torsional stiffness and weight optimization of a real bus structure*, J. Automovite Tec, 11(2010)
- [2] B. Gombr, *Dynamic analysis of a bus body frame*, Vehicle System Dynamics, 11(2005).
- [3] V.Adams, OnWord Press *Building better product with Finite element analysis* Santa Fe., (2000).
- [4] P.Eriksson, *Optimization of a bus body structure*, Heavy vehicle system, 8(2001).
- [5] Bosch, Bentley Publishers, *Automotive handbook*, Germany., (2007).
- [6] Ansys Inc, *Structural Analysis Guide*,. (2007)
- [7] P. Avitabile, SEM, *Modal Space in our little world*, Massachusets., (2007).
- [8] Clarence W. De Silva, CRC, *Vibration Fundamentals and Practice*, Boca Raton., (1999).